

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-100668

(43) 公開日 平成8年(1996)4月16日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 B 75/32	E			
F 1 6 H 21/18		9242-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平7-235488

(22) 出願日 平成7年(1995)9月13日

(31) 優先権主張番号 RM 94-A/000580

(32) 優先日 1994年9月13日

(33) 優先権主張国 イタリア (I T)

(71) 出願人 595131341
ボメツイア ソシエタ ア レスポンサビ
リタ リミタータ
イタリア国ボローニヤ, ピア ウルパナ,
ナンバー 5

(72) 発明者 リビオ ピアギニ
イタリア国ボローニヤ, ピア ウルパナ,
ナンバー 5, ボメツイア ソシエタ ア
レスポンサビリタ リミタータ 気付

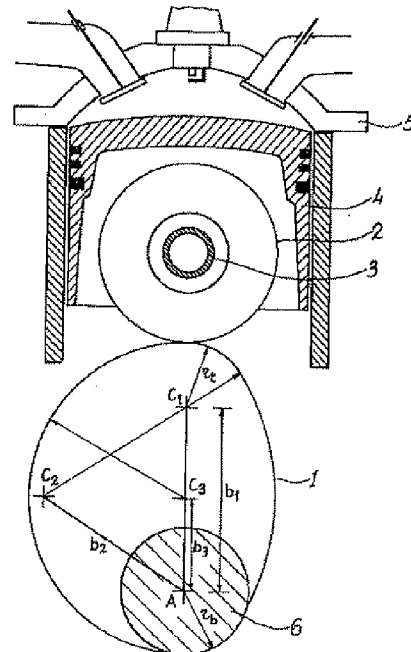
(74) 代理人 弁理士 浅村 皓 (外3名)

(54) 【発明の名称】 往復直線運動の回転運動への変換のためのクランク・システム

(57) 【要約】

【課題】 熱力学サイクルの作動と、それによって得られる力の利用とを向上させ得る、特に往復動吸熱機関に適した、往復運動の回転運動への変換のためのクランク機構システムを提供すること。

【解決手段】 機関ピストン・ピン (3) 上に設けられたホイールまたは回転連接棒 (2) および機関サイクル工程の最適化のための周辺輪郭を有する、出力軸 (6) 上に設けられたカム (1) が前記システムに含まれ、前記カムの輪郭に沿って前記ホイールが回転するように構成された解決手段を備えている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 特に往復動吸熱機関に適する、往復直線運動の回転運動への変換のためのクランク・システムにおいて、機関ピストン・ピントへ空転すべく設けられたホイールまたは回転連接棒および、機関サイクル行程の最適化のために少なくとも 2 組のセグメントまたはカム・アーチから成る周辺輪郭を有する、出力軸上に設けられたカムがそれに含まれ、摩擦のないこと若しくは最小の摩擦により特色づけられた継手を用い、前記カムの輪郭に沿って前記ホイールが回転することを特徴とするクランク・システム。

【請求項 2】 請求項 1 に記載されたクランク・システムにおいて、吸気行程および膨張行程を最適化すべく 1 種以上の曲率を有する第一輪郭セグメントならびに、圧縮および排気行程を最適化すべく 1 種以上の曲率を有する第二輪郭セグメントを前記カムが備えることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 3】 請求項 1 または請求項 2 に記載されたクランク・システムにおいて、特に、上死点に対応して定容燃焼を、また下死点に対応して膨張行程の最適化を達成するために燃焼を最適化すべく、前記カムがさらなるセグメント若しくはアーチを備えることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 4】 請求項 3 に記載されたクランク・システムにおいて、前記のさらなるセグメントまたはアーチが、機関軸線と下死点およびそれぞれ上死点を画定する湾曲部との間の距離に対応して一定の曲率半径を有することを特徴とするクランク・システム。

【請求項 5】 請求項 1 から請求項 4 までの何れか 1 項に記載されたクランク・システムにおいて、それにより、特に 2 行程機関の場合、排気および移送行程中の機能時間面の増大を許容すべく、さらなるセグメント若しくはアーチが設けられることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 6】 請求項 1 から請求項 5 までの何れか 1 項に記載されたクランク・システムにおいて、前記ホイールおよび前記カムが、ホイールにより加えられる圧縮応力をその材料の弾性限度内に留めるような材料を用いて実現されることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 7】 請求項 1 から請求項 6 までの何れか 1 項に記載されたクランク・システムにおいて、ホイールとカムとの間の接触を維持する装置が設けられることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 8】 請求項 7 に記載されたクランク・システムにおいて、接触を維持する前記装置が、ホイールの前記軸線上で自由に揺動しかつ、かむの外側輪郭に対して同心の輪郭と結合してそれを正確に再現する突起を底部に備えた小連接棒から成ることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 9】 請求項 7 に記載されたクランク・システ

ムにおいて、前記装置が、一端で 1 以上の自由度を以てピストンに拘束され、下死点から上死点への行程中に慣性エネルギーを吸収して上死点から下死点への行程の最初の部分の間に前記エネルギーを戻す弾性システムに他端で拘束されるロッドから成ることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 10】 請求項 9 に記載されたクランク・システムにおいて、前記弾性システムが、結局マイクロプロセッサにより制御される液压システムに取り替えられることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 11】 請求項 1 から請求項 10 までの何れか 1 項に記載されたクランク・システムにおいて、それが、全てのシリンダに対して 1 組のみのカム、若しくは各シリンダについて 1 組のカムを備えた多シリンダ機関に用いられることを特徴とするクランク・システム。

【請求項 12】 本質的に図示されかつ説明された、特に往復動吸熱機関に適する、往復直線運動の回転運動への変換のためのクランク・システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、特に往復動吸熱機関に適する、往復運動の回転運動への変換のためのクランク機構システムに関する。特に本発明は、熱力学サイクルの作動と、前記熱力学サイクルによって得られる力の利用とを向上させ得る上記種類のシステムに関する。

【0002】

【従来の技術】吸熱往復動機関の場合、ピストンの往復運動は通常、連接棒—クランク・システムにより回転運動へ転換されることが周知されているが、クランクは出力軸へ固定的に結合されている。同封の図 1 には、従来技術による機関を構成する諸部分が次の符号を使用して表示されている。

1 = 連接棒の長さ

r = クランク半径、従ってピストン行程 C は 2 r に等しい

β = 連結棒軸線とシリンダ軸線との間の角度

α° = 上死点 (TDC) に対するクランクの角変位

更にまた、上死点 (TDC) および下死点 (BDC) に対応して、クランクの完全な各回転毎に、ピストンの運動方向が 2 回反転することが周知されている。

【0003】図 1 から、出力軸上に作用するトルクが、連接棒軸線に沿って作用する力およびクランク半径の双方の関数であることを更に知ることができる。力 F b は、熱力学サイクルにより生成される力 F b と、ピストン推力に対するシリンダの壁の反作用による力 F とのベクトル合成によって得られるが、前記推力は連結棒軸線の傾斜 β によるものである。前記推力により摩擦損失が定められる。トルクは、

$$M_m = F \times r \times [s \sin \alpha^\circ + \lambda / 2 \times s \sin \alpha^\circ] / (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha^\circ)^{1/2}$$

項 $\lambda^2 \sin^2 \alpha^\circ$ を無視すると、
 $Mm = F \times r \times [\sin \alpha^\circ + \lambda / 2 \times \sin \alpha^\circ]$
 即ち $Mm = F \times "f"$ ここで $"f" = r \times [\sin \alpha^\circ + \lambda / 2 \times \sin \alpha^\circ]$ 。

上式において、 Mm はトルク、 F は熱力学サイクルにより生成されたピストン・ヘッド上に作用する力、 r はクランク半径、 α° はシリンダ軸線に対するクランク角、そして λ は $r/1$ 比である。

【0004】ピストン・ヘッド上に作用する力 F は、横座標でピストンの変位を、縦座標でピストン・ヘッド上のシリンダ内圧力を表示した直角図表による図に、(制御された火花で燃焼可能な空気の点火を行う)オットー・サイクルによる4サイクル吸熱機関について近似的に表現した熱力学サイクルによって得られる。図2から、実線で示される実際のサイクルが、幾つかの理由で、

(平行な陰影で示す)理論サイクルよりも少ない面積を占めていることを知ることができるが、その中で最も重要なものの一つは、火花で制御される燃焼が上死点で即座ではなく、ある期間中に発生するという事実から派生するものであり、従ってピストンはその往復運動中、完全に燃料の燃焼が生起する前に、上死点への行程の一部分と下死点後の正の行程の一部分とを遂行する。

【0005】本文で明らかに認識されるように、この事実は得られるネットワークの低減を意味し、前記低減は、ある著者等により、取得可能なネットワークの10ないし15%と指摘されている。更に機関、例えば4行程機関、の作業サイクルは、その幾何学的態様のみを考慮に入れて4行程で遂行され、半回転、即ち180°の角度に対応する各々がクランクで作動されることも周知されている。この出力軸の回転中心に対するシリンダ軸線の不整合により、異なる期間を有する行程が得られる可能性がある(通常は短い不整合、従って短い差が得られ、それ故この場合は無視することができる)。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】上記の考慮は、制御される火花点火を伴う往復動4行程吸熱機関に対する特定の関連を以てなされているが、2行程機関とディーゼル機関とに対する妥当な差異を伴って前記の考慮が確認されている。最近、ロータリ機関が実現されているが、前記機関は往復運動の回転運動への変換のためのシステムを必要とせず、技術的観点に鑑み、極めて興味深いものである。例えばそれを、単一用途に最も適したタービン機関およびバンケル(WANKEL)機関に関連させることができる。この解決策のすぐれた技術的特質にも拘わらず機関製造業者は、基本的に、限定された利点しか得られない新製品につき、適切な諸工を備えた生産ラインや関連する研究投資を放棄するという決定を行うのに、(特に中/小の場合の)これらの機関の利点が余りにも少な過ぎるという事実により、左程には関心を寄せていない。上首尾であるべき機関分野における新解決策

により、遠大な経済、容易な生産、既に利用可能なプラント、および生産コストが関連するような著しい利点が得られるべきことは明らかである。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記に鑑みて本出願人は、現在利用可能な解決策に関連して著しい利点を得ることを可能にさせるクランク機構を実現し、更に、製造業者によって有利に適応できる解決策を実現しつつある。事実、本発明による解決策によれば、定容燃焼を伴った作業サイクルを実現することができる。更に、提案された解決策によれば、可変振幅を伴った、不整合のない、肝要な限界内でのサイクルを実現することができる。

【0008】本発明による解決策に従えば、それにより、関連積分の考量平均倍増までのトルク公式の値の著しい増大を実現することができる。これは、行程容積ユニットの比出力の関連増大を伴う前記消費率の低減を比例的に意味する。本発明により提案された解決策を採用すれば、それにより、低減された寸法を有する、従って更に軽量かつ安価な機関を製造することができる。更にまた、本発明によれば、既に存在する生産ライン、機械および技術を用いて生産することができる。本発明に従ったシステムによって得られる別の利点は、19世紀の末に向けて法律で規定されるゼロ値汚染を達成するための、層状給気問題の解決策に関連するものである。

【0009】これらおよびその他の諸結果は、ピストン・ピン上へ空転すべく取り付けられたホイールまたは回転連接棒と出力軸上へ取り付けられたカムとの組合せによって在来の連接棒・クランク組立体に置き換わるクランク機構により、本発明に従って得られる。従って本発明の特定の目的は、特に往復動吸熱機関に適する、往復直線運動の回転運動への変換のためのクランク・システムにして、機関ピストン・ピン上へ空転すべく設けられたホイールまたは回転連接棒および、機関サイクル行程の最適化のため少なくとも2組のセグメントまたはカム・アーチから成る周辺輪郭を有する、出力軸上に設けられたカムを含み、摩擦のないこと若しくは最小の摩擦により特色づけられた継手を用い、前記カムの輪郭に沿って前記ホイールが回転するようにしたクランク・システムを提供することにある。

【0010】特に、本発明によれば、吸気行程および膨張行程を最適化すべく1種以上の曲率を有する第一輪郭セグメントならびに、圧縮および排気行程を最適化すべく1種以上の曲率を有する第二輪郭セグメントを前記カムが備えることもできる。本発明によるシステムの好適な実施例においては、特に、上死点に対応して定容燃焼を、また下死点に対応して膨張行程の最適化するために燃焼を最適化すべく、前記カムがさらなるセグメント若しくはアーチを備えることができる。

【0011】特に、前記のさらなるセグメントまたはア

一軸は、機関軸線と下死点およびそれぞれ上死点を画定する湾曲部との間の距離に対応して一定の曲率半径を備える。ピストンに連結されたホイールが、出力軸の回転軸線に対して同心の輪郭に沿って転動しても、ピストンはシリンダに沿ったその直線運動に留まったままであり、出力軸はその回転を続けることを実際に考慮に入れるべきである。シリンダ・ヘッド内に包有された給気の完全燃焼のために点火の瞬間から必要な時間に対応するアーチに沿い、上死点でそれが発生する場合、定容燃焼行程が得られる。全ての著者および研究者によれば、この理想的な燃焼サイクルは、熱力学的効率の著しい向上を示す。

【0012】同様に、上述と同じ方法で、下死点でピストンが停止され、排気弁を開く前に全ての膨張行程を用いて燃焼生成物の完全な膨張を先ずそれに生起させた場合に諸利点を得られる。実際、図表で表示したように、カム輪郭を適宜に付形して、設計者により最も便宜な方法で選択された上死点後の角度に沿い、完全な行程を生起させることができる。従来技術により製造された機関においては、(上記に論議された偶発的な不整合とは別に)上死点から下死点までの 180° に沿い、常に行程が生起されていることが周知されており、排気行程に対し適宜の振幅を備えることの必要性に鑑み、この機関の王者の場合には排気弁が下死点の十分手前(更に $70^\circ \sim 80^\circ$ 手前)で開かれ、不完全な膨張および、従って、より低い膨張効率が確認される。本発明に従った解決策によれば、完全な膨張が可能となる。

【0013】本技法により実現された4行程機関は次の如く作動する。

I) 吸気

II) 圧縮、そして上死点の約 35° 手前で点火が生起して燃焼が開始され、上死点に向かいピストンが上昇する
III) 下死点への上死点の膨張。燃焼は上死点より手前では完了されず、従ってピストンの膨張行程中継続される。膨張は、排気弁の開放により、下死点の手前(通常は下死点より 70° 手前)で突然に遮断される

IV) 排気は、下死点から上死点へ上昇するピストンの推力の下に生起する。

4種の行程は、出力軸の 720° の回転、即ち完全な2回転続行される。

【0014】本発明に従って実現された4行程機関は完全な2回転、即ち 720° 、しかし好適な実施例においては5または6行程、にわたり作動する。

I) 吸気

II) 圧縮

III) (ピストンを停止させた) 点火および完全燃焼

IV) 完全膨張

V) (ピストンを停止させた) 排気弁の開放

VI) 排気

既述の4行程機関においては、行程V、VIを統合するこ

ともできる。本発明により実現された2行程機関においては、その代りに、排気(または伝達)行程中、ピストンを下死点に停止させるのが有効であるが、それは、機関作動を向上させる「時間断面」の値がこの工夫により向上されるからである。

【0015】更に本発明によれば、ホイールによって加えられる圧縮応力が材料の弾性限度内に留まるようにする材料により、前記ホイールおよび前記カムが実現される。本発明によれば常に、ホイールとカムとの間の接触を維持する装置が得られる。第一実施例によれば、接触を維持する前記装置は、ホイールの前記軸線上で自由に揺動し、またその底部に、カムの外側輪郭に対し同心の輪郭を備えて正確にそれを再現する突起継手を設けられた小連接棒で構成されている。別の実施例においては、前記装置を、1端で1以上の自由度を以てピストンに拘束され、下死点から上死点への行程中に慣性エネルギーを吸収して上死点から下死点への行程の最初の部分の間に前記エネルギーを戻す弾性システムに他端で拘束されるロッドで構成することができる。前記弾性システムは、本発明により、結局マイクロプロセッサにより制御される液圧システムに取り替えることができる。本発明によるクランク・システムは、全てのシリンダに対して1組のみのカム、若しくは各シリンダについて1組のカムを備えた多シリンダ機関に用いることができる。ここで本発明を、その好適な実施例につき、同封の諸図面の諸図を特に参照して、限定的な目的ではなく例示のために説明する。

【0016】

【発明の実施の形態】本発明による解決策を詳細に説明する前に、同じ行程容積、口径および行程、同じ燃料を使用する同じサイクル(2または4行程)、同じ圧縮比、同じ燃焼室、同じ数量およびサイズの吸気および排気弁、同じ工具および材料を使用して製造が実現されている同じ吸気および排気システム、ならびに同じ(火花または圧縮)点火システムを有する、一方が本発明により、他方が従来技術によって実現された2組の機関の比較にこの定性的評価に基づいているという予備的供述を行い、本明細書の序言において既に論議された従来技術の解決策との比較がなされることを指摘したい。図3を参照すると、本発明によるシステムには、連接棒-クランク組立体として周知され、かつ図1に示された装置に置き替わる部分の組立体が含まれている。特にそれには、出力軸と一体のカム1、自由に回転し、従ってピストン・ピン3上で空転するホイール2、およびピストン4の自由を制限してシリンダ5の軸線に沿って動く1構成要素が含まれ、それを以下に特に説明する。

【0017】参照数字6は出力軸を示す。カムの曲率中心 C_1 、 C_2 、 C_3 および、その値を次にトルクの計算式内に示す関連アーム b_1 、 b_2 、 b_3 も表示されている。制御された火花を伴う4行程機関について機関の作

*の行程は、トルクに対する式に見られる一定のパラメタである。

【0020】機関排気量が依然、ピストン面積 $a \times 2r$ に等しくても、距離 b_1 、 b_2 、 b_3 、等は適宜に選択することができ、 r の倍数であっても良い。例えば、 $r = 26\text{mm}$ 、従って $2r = \text{行程} = 52\text{mm}$ と仮定し、 $r_1 = r_3 = 16\text{mm}$ とすれば、行程 $= 52\text{mm} = C + r_1 - r_3 = C + 16 - 16 = 52$ 従って $C = b_1$ が得られる。例えば $r_1 = 16$ 、 $r_3 = 26$ とすれば $b_1 = 62$ が得られるが、この場合 b_1 は行程よりも大である。再びトルクの式を取り上げると、

$$Mm = F \times r \times [\sin \alpha^\circ + \lambda / 2 \times \sin \alpha^\circ] / (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha^\circ)^{1/2}$$

であることがわかる。

【0021】項 $\lambda^2 \sin^2 \alpha^\circ$ を無視し、従って項 $(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha^\circ)^{1/2}$ が1に等しく、且つピストン上に作用する力 F が、既に検討された連接棒—クランク—システムまたは本発明によるシステムの何れにおいても等しいと仮定すれば、瞬間的な Mm は、次の関数である。

$$“f” = r \times [\sin \alpha^\circ \times \lambda / 2 \times \sin \alpha^\circ]$$

ここに r は行程—定値、また、 λ は一定の連接棒長

さ、考慮に入れられた機関については、 $\lambda = r / 1$ （従来技術によれば λ は約0.25に等しい）。本発明によるシステムにおいては $r = b_1$ 、 b_2 、 b_3 、等であり、その値はホイール2の半径（この例におけるそれは、ホイール2が円として仮定されているので一定である）と、カム1の幾つかの輪郭長さの曲率半径とを加えることによって得られる。

【0022】従来技術による機関および本発明によるシステムにつき、同じ行程 $= 52\text{mm}$ を用い、従来技術の機関に長さ $1 = 110\text{mm}$ を有する連接棒を用い、また図6に示すカム1を使用し、 76mm の直径を有するホイール2を用いて上述の関数“ f ”の値の研究を進めると、2つの場合についての関数“ f ”の値は、良好な近似を以て、等しいピストン行程の下で、次の表1に示す如くなる。

【表1】

ピストン 従来技術	行程mm	“ f ”	革新的 システム “ f ”
49	41	7.8	16
37	29.5	20.4	22
17.5	9	21.8	31
2.5	2.5	26	37
		24	44
		21.5	40
		7.7	20.8

動を説明するが、適正な差異を以てしても、2行程機関に適用された新機構が同様に作用することを、圧縮点火を伴い、任意の種類の燃料による双方（2行程および4行程機関）の場合に認識することが必要である。更に、単に図面を複雑にすることを回避するため、図には3種の曲率中心のみが示されている。

【0018】図4には、上死点後の燃焼生成物に対する

る、膨張行程中の、本発明によるシステムの作動が示されている。ピストン4の最頂部には既燃カスの圧力が作用するが、前記圧力は文字 p で表示されている。これにより、その周辺がカム1を駆動するホイール2の上のピストンのピストン3へ伝達される力が定められる。行程を最適化するべくその輪郭が適切に研究されるカム1に沿ったホイール2の運動は、純粹な、即ち滑りのない、従って摩擦のない部類のものであり、ホイール2によって加えられる圧縮力が、ホイール2およびカム1のために選

択された材料の弾性限度の十分範囲内にあることに留意する必要がある。カム1の、あり得べき非定形の輪郭の1つを図式的に表現する図5から、その特定の瞬間にホイール2と接触した輪郭の曲率中心に従ったカム1の輪郭上への接触によりホイール2の回転が生起することを

【0019】図5においては、考慮に入れられた輪郭の諸中心が C_1 、 C_2 、 C_3 で表示され、前記曲率中心と機関軸線との間の距離が b_1 、 b_2 、 b_3 で表示され、機関軸線は文字 A で表示されている。距離 b_1 、 b_2 、 b_3 は、値 r 、即ちクランク半径に代わる下死点からの出力軸の回転の角度 α に対応する瞬間トルクの値を付与する上述の式へ導入されるべきパラメタである。ここで図6を検討すると、関係式

$$C + r_1 - r_3$$

に等しい。ここで C は機関軸線 A とカム1頭部の曲率中心との間の距離、

r_1 は（上死点を定める）カム1頭部の輪郭の曲率半径、 r_3 は（下死点を定める）カム1のベースの曲率半径である。ピストン面積を行程に乗じて機関排気量が得られることを認識することは容易である。既述の連接棒—クランク—システムについては2に等しいピストン*

本発明によるシステムについての、シリンダ軸線に関連する、カム1の輪郭上のホイール2によって加えられる推力準円のより大きな傾斜により、ピストン・スカートとシリンダとの間の相対運動中により大きな損失が存在するという事を考慮に入れても、従来技術の機関においては膨張が遮断されるが、本発明による解決策は完全な膨張を可能にさせるので、得られる利点は実際、著しいものである。

【0023】要するに、膨張行程および膨縮サイクルは、本発明による解決策によって得られた価値に関連して得られる動力の著しい増大と共に終わるものであり、これは、定容燃焼に続く向上された熱力学的効率、または完全な膨張、または連接棒・クランク・システムに関連する摩擦損失の低減の何れかによるものである。本発明による解決策は多シリンダ機関用に有利に用いることができ、全てのシリンダに対して単独のカム1、またはシリンダの数に応じて多数のカム1を備えている。図4には排気行程が示されている。図4(b)には排気行程が示されている。ピストン4は、フライホイール内に蓄積されたエネルギーを利用して下死点から上死点へ上昇すべく、ホイール2を用いて輪郭により押しやられる。出力軸6が下死点からの画定された円アーチを作ると、ホイール2はカムとの接触を解く傾向を有する。

【0024】従ってそれには、カム1によってピストン4に与えられたエネルギーを渡してホイール2との接触を維持する装置が設けられなければならない。この種の装置が図7に示されているが、他の数多くの同等の解決策を選ぶことが可能なので、それが単に例示的なものであることが理解されるべきである。図7の装置には、ホイール2の背後へ同心に設けられかつ、カム1の裏側輪郭9と結合する突起8を底部に有する小連接棒7が含まれ、前記裏側輪郭9によりカム1の外側輪郭が正確に再現されている。

【0025】前記突起8の上方には、輪郭9に沿った小連接棒7の滑動を、カム1の運動に全く影響を及ぼさずに行うために、ホイールまたはスライド10が設けられる。既に述べた如く、小連接棒には、ホイール2の中心とカム1の外側輪郭との間の距離を一定に維持する目的しかない。前記距離を一定に維持する装置の別の実施例が図8に示されている。この場合、この装置には、例えば前記ピストン4の下方部分で、ピストン4に対し1以上の自由度を以て抑制されるロッド11が含まれている(図においては、ピストン4のピン3に対してロッド11が抑制されている)。ロッド11の他端は、その下死点から上死点への行程中にピストン4の慣性エネルギーを吸収し、上死点から下死点への行程の第一部分中にそれを戻すのに適した、弾性機素12に対し抑制されている。

【0026】既に述べた如く、弾性機素は、結局マイクロプロセッサにより制御される液圧システムに取り替え

ることができる。図4(c)には、吸気行程が示されている。この場合、ピストン4はカム1の輪郭に追従すべく強制されなければならない、従って装置がピストン4に、下死点に対応する位置を離れることを余儀なくさせることが必要である。出力軸6によって作られる円アーチを画定した後は、ピストン4の慣性エネルギーによってホイール2とカム1との間の接触の回復が可能となるので、この装置の作用は最早不要となり、ピストンの慣性に対抗するカム1は、下死点に対応してそれを打ち消す。図4(d)には、圧縮行程が示されている。排気行程における如く、(圧縮行程中のピストン4の負の作業が、ある場合には慣性を打ち消す値をとることもあるが)カム1からのホイール2の分離が生じられ、従ってこの場合にも、上述の装置の作用が必要である。

【0027】図9には、燃焼中に定容積を維持することを可能にさせる多心カム輪郭の例が示されている。図示の例は、ピストン行程=56mmについて実現されている。図において、 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_5 、 C_6 、 C_7 は多心輪郭、 r_1 、 \dots 、 r_7 は曲率、そしてA、B、C、D、E、F、Gは接点を示している。カム1の回転は逆時計回りの方向に生じ、ピストン行程は、 $C_4 + C_5 + r_1 - r_4 = 56\text{mm}$ の如くに計算される。回転連接棒2の直径は70mmに等しい。アーチA-B-C-Dは膨張および吸気行程に対するアーチで、ピストンはアーチD-Eに沿い下死点に対応して停止され、アーチE-F-Gは排気および圧縮行程に対するアーチで、ピストンはアーチG-Aに沿い上死点に対応して停止される。最後のアーチ(この例では 30° のアーチ)に丁度対応して、定容燃焼が生起する。停止時間は、カムの周速度を4500rpmとして、 $t=0.001\text{sec}$ と計算されている。本発明は、限定的ではなく、その好適な実施例に従い例示的に説明されているが、同封の特許請求の範囲に定義された関連する範囲を逸脱することなく、修正および/または変更を当業者によって提示され得ることは理解されるべきである。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来技術による機関の略図。

【図2】オットー・サイクルの線図。

【図3】本発明によるシステムの実施例の略図。

【図4】本発明によるクランク・システムを有する4行程機関のサイクルの種々の行程を示す図。

【図5】本発明による特に好適な輪郭を示す図。

【図6】図5のカムの概要を示す図。

【図7】ホイールとカムとの間の接触を一定に維持する装置を備える、本発明によるクランク・システムの断面図。

【図8】ホイールとカムとの間の接触を維持する装置の第二実施例の略図。

【図9】定容燃焼を得るためのカムの輪郭の一例を示す図。

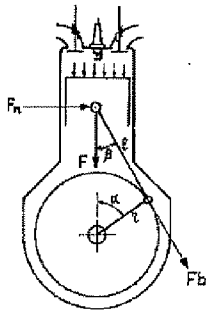
【符号の説明】

- 1 カム
- 2 ホイール
- 3 ピストン・ピン
- 4 ピストン
- 6 出力軸

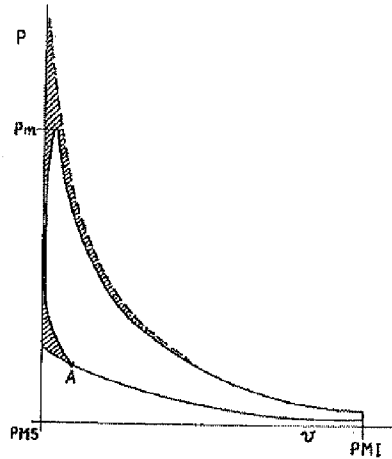
- * 7 小連接棒
- 8 突起
- 11 ロッド
- 12 弾性機素
- A 機関軸線

*

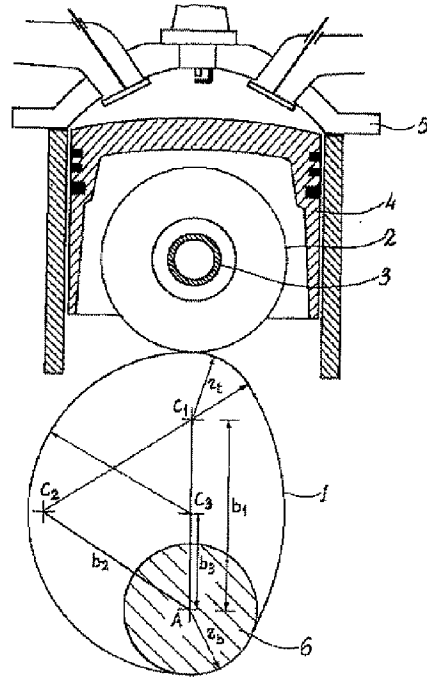
【図1】



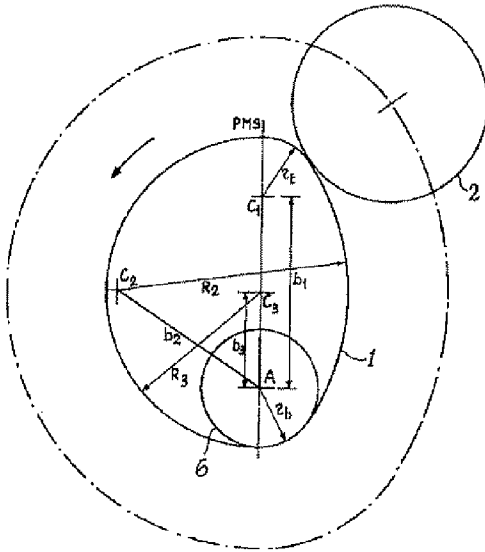
【図2】



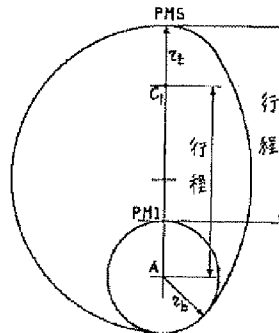
【図3】



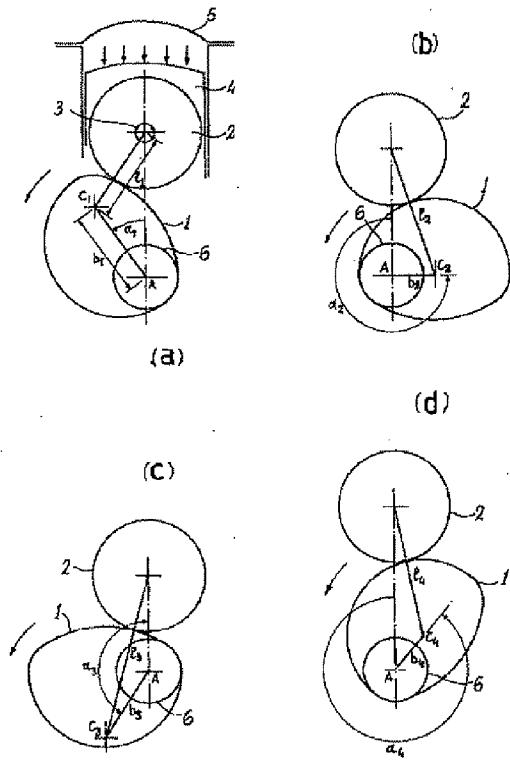
【図5】



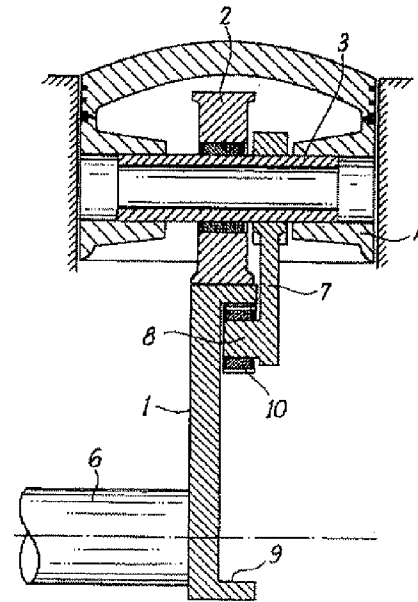
【図6】



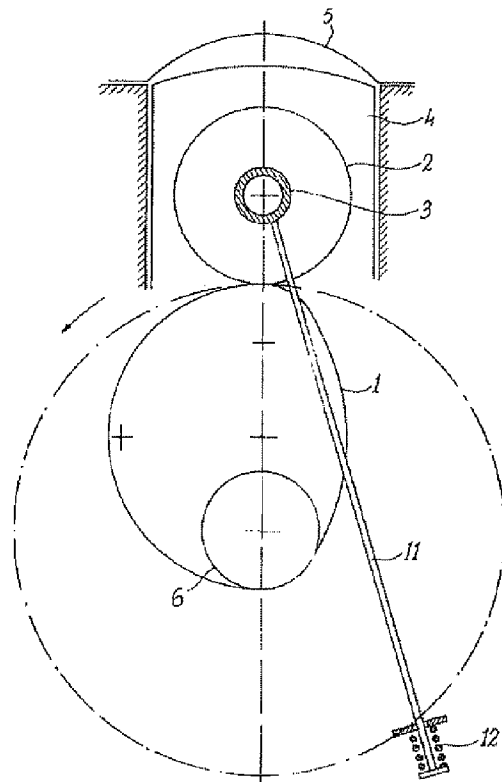
【図4】



【図7】



【図8】



【例 9】

